

TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDA DE CARGA EM SERPENTINAS RESFRIADAS A AR: ESTADO DA ARTE

João Roberto Bastos Zoghbi Filho

Universidade de São Paulo, Laboratório de Refrigeração, Departamento de Engenharia Mecânica, CEP13560-970, São Carlos-SP, Brasil.

jrzoghbi@sc.usp.br

José Maria Saiz Jabardo

Universidade de São Paulo, Laboratório de Refrigeração, Departamento de Engenharia Mecânica, CEP13560-970, São Carlos-SP, Brasil.

mjabardo@sc.usp.br

Resumo. As serpentinas para aplicações frigoríficas utilizam o ar como um dos meios de transferência de calor, razão pela qual se caracterizam por superfícies aletadas (no lado externo, do ar) em que os mecanismos de transferência de calor e quantidade de movimento adquirem um caráter relativamente complexo. Em virtude de sua ampla aplicação, tais trocadores têm recebido especial atenção por parte da comunidade técnico-científica, especialmente nos últimos 10 anos, período que se tem caracterizado por significativos avanços no mecanismo de intensificação da transferência de calor, principalmente no lado do ar. O presente artigo relata os resultados de uma pesquisa bibliográfica envolvendo o estado da arte das investigações de trocadores de calor compactos para aplicações frigoríficas, com especial atenção aos efeitos do lado do ar. Nesse sentido foram investigados os efeitos dos principais parâmetros geométricos de uma serpentina de ar, quais sejam: espaçamento de tubos e aletas, número de fileiras de tubos em profundidade e seu diâmetro, circuitação, características construtivas das aletas e seu acabamento superficial, efeitos dos distintos dispositivos de intensificação, entre outros parâmetros. Distintas correlações da literatura são discutidas e comparadas quanto aos resultados de transferência de calor e quantidade de movimento, caracterizada por um coeficiente de atrito aparente. Comparações com resultados experimentais preliminares levantados pelos autores são levadas a cabo no levantamento da correlação que melhor se ajusta aos mesmos.

Palavras chave: serpentinas, refrigeração, trocadores de calor compactos, correlações.

1. Introdução

Os trocadores de calor para aplicações de resfriamento ou aquecimento de ar encontram um sem número de aplicações industriais, especialmente no campo da refrigeração e do condicionamento de ar (aqui denominados de forma genérica de setor frigorífico), onde são largamente utilizadas, desde as aplicações domésticas até as industriais. É comum o uso do termo “serpentina” para designar os trocadores de calor dedicados ao tratamento de ar. Uma configuração básica de serpentinas para aplicações frigoríficas é ilustrada na Fig. (1), sendo as mesmas constituídas de tubos, em cujo interior circula o fluido de aquecimento (ou resfriamento), e aletas.

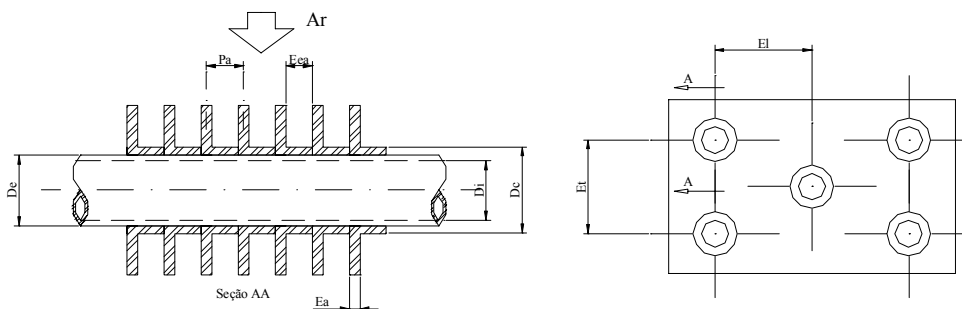


Figura 1. Dimensões principais de uma serpentina resfriada a ar.

Em evaporadores, é comum o uso de inserções diversas no interior dos tubos, cuja configuração depende do particular fabricante, tendo como objetivo reduzir a resistência térmica interior associada ao refrigerante. As aletas externas, necessárias para conferir ao lado do ar uma resistência térmica compatível com aquela associada ao fluido que escoar no interior do tubo, são em geral conformadas a partir de chapas de alumínio de reduzida espessura (inferiores a 0,20mm na atualidade).

No processo de fabricação, além dos furos para a passagem dos tubos e dos colarinhos a eles associados, são conformados distintos dispositivos de intensificação da transferência de calor na superfície da aleta. Tais dispositivos serão discutidos mais adiante em associação com seu efeito no coeficiente de transferência de calor. Nos últimos 30 anos, verificou-se uma intensa atividade de desenvolvimento, especialmente no que diz respeito a dispositivos de intensificação da transferência de calor no lado do ar. Nesse sentido, passou-se de aletas com superfícies planas, muito comuns nas décadas de 60 e 70, a aquelas cujas superfícies são conformadas nos mais diversos formatos. Infelizmente, os mecanismos físicos responsáveis pelo incremento da transferência de calor associado a determinado acabamento superficial da aleta são superficialmente conhecidos em virtude de sua complexidade. Recentemente resultados de pesquisas envolvendo soluções numéricas do escoamento de ar no espaço exterior entre aletas consecutivas têm sido publicados, caracterizando-se, entretanto, por uma abrangência relativamente limitada, como seria de esperar dada à complexidade do fenômeno envolvido, especialmente quando a superfície da aleta é dotada de dispositivos de intensificação. Assim, a maioria dos trabalhos publicados envolve resultados empíricos, tratando o trocador de calor globalmente, sendo obtidos para distintas configurações geométricas associadas ao diâmetro e espaçamento entre tubos, ao número de fileiras em profundidade (no sentido do escoamento do ar) e à densidade de aletas, sendo correlacionados para cada tipo de acabamento superficial da aleta. Nesta atividade, destacam-se os trabalhos pioneiros de Rich (1973, 1975) e McQuinston (1978), dedicados especialmente a aletas planas, além daqueles de Webb e colaboradores, entre os quais se destaca um livro texto de caráter bastante compreensivo. Recentemente, Wang e colaboradores têm publicado com certa regularidade artigos relativos a resultados empíricos obtidos para distintos dispositivos de intensificação, associados ao acabamento superficial das aletas.

O objetivo do presente artigo é o de consolidar e sistematizar, de forma sumária, a análise do estado da arte termo-hidráulica (transferência de calor e perda de carga) do lado do ar em serpentinas, tomando como base os resultados empíricos globais acima referidos. Não serão considerados, entretanto, efeitos de transferência de massa associados à secagem do ar em processos de resfriamento e desumidificação. Finalmente, para efeito de exemplo de aplicação das correlações da literatura, seus resultados serão confrontados com experimentais obtidos no âmbito da presente pesquisa para aletas de características semelhantes.

2. Correlação de resultados

A transferência de calor em problemas (ou geometrias) envolvendo a ocorrência de camada limite pode ser relacionada com a transferência de quantidade de movimento através da denominada analogia de Colburn, segundo a qual,

$$j = C_f/2 = f_1(\text{Re}) \quad (1)$$

onde C_f é o coeficiente de atrito de Fanning e j o denominado “fator de Colburn”, dado pela seguinte expressão:

$$j = (\text{St}) (\text{Pr})^{2/3} \quad (2)$$

St e Pr correspondem aos grupos adimensionais de Stanton e Prandtl.

Em trocadores compactos do tipo serpentina, o escoamento exterior do gás (ar, no caso) se caracteriza por certa complexidade, onde uma camada limite se superpõe a esteiras de vórtices que, por sua vez, interagem com a superfície das aletas e dos tubos. Entretanto, apesar do escoamento exterior não se caracterizar pela presença exclusiva de uma camada limite, ao longo dos mais de 50 anos de análise desse tipo de trocador, tem se verificado que os resultados experimentais, obtidos a partir de ensaios “globais”, são adequadamente correlacionados por expressões do tipo da Eq. (1). Resultados experimentais expressos em termos dos coeficientes de Colburn têm sido adequadamente correlacionados por expressões do tipo:

$$j = C_1 \text{Re}^{C_2} \quad (3)$$

A perda de carga no lado externo das serpentinas tem recebido um tratamento similar ao da transferência de calor, definindo-se um “coeficiente de atrito”, f , que leva em conta não só os efeitos intrinsecamente associados ao atrito, mas os de forma e de entrada e saída do gás nos canais formados por aletas adjacentes. Trata-se, portanto, de um coeficiente de atrito aparente, que é adequadamente correlacionado pelo número de Reynolds, de acordo com uma expressão do tipo:

$$f = f_2(\text{Re}) \quad (4)$$

que, a exemplo do fator de Colburn, assume a seguinte forma, extensiva à geometria típica das serpentinas:

$$f = C_3 \text{Re}^{C_4} \quad (5)$$

Os coeficientes e expoentes das Eqs. (3) e (5) são parâmetros empiricamente determinados. Para serpentinas de geometria particular, tais parâmetros são constantes. Entretanto, esforços têm sido empreendidos por certos pesquisadores no sentido de incorporar, em expressões relativamente simples, como as Eqs. (3) e (5), efeitos de parâmetros geométrico/construtivos das serpentinas tais como fileiras de tubos em profundidade, espaçamento e disposição dos tubos, densidade e característica da superfície das aletas, entre outros. Nesses casos, tanto os coeficientes (C_1 e C_3) quanto os expoentes (C_2 e C_4) são expressos em termos daqueles parâmetros geométricos, escritos em alguma forma adimensional introduzida pelo particular autor.

No uso dessas correlações, é importante exercer um certo cuidado com a dimensão característica adotada na avaliação do número de Reynolds e a área a que se refere à velocidade mássica, G . Esta é, em geral, admitida como sendo a área mínima de escoamento. A dimensão característica varia com o autor, que escolhe aquela que melhor correlaciona seus resultados. Assim, dimensões como o diâmetro hidráulico associado à geometria da serpentina e o diâmetro externo do tubo ou do colarinho são freqüentes na literatura, embora certos autores tenham optado, inclusive, pelo espaçamento entre tubos ou a dimensão mínima do escoamento externo.

A abordagem sugerida pelas Eqs. (3) e (5) tem se mostrada satisfatória ao longo dos anos, tendo sido utilizada tanto na correlação de resultados envolvendo aletas com superfície lisa e, mais recentemente, aquelas com superfícies intensificadoras (corrugadas, ventiladas e recortadas, entre outras). Entre as correlações para aletas de superfície lisa destacam-se aquelas propostas por Rich (1973), McQuinston (1978), Gray e Webb (1986), Wang et al (1996-1997), Kim et al (1999) e Wang et al (2000). No caso das superfícies corrugadas, devem ser citadas as correlações de Beecher e Fagan (1987), Webb (1990), Wang et al (1997), Kim et al (1997) e Wang (1999). Finalmente, no caso das ventiladas e recortadas, destacam-se os trabalhos de Wang e colaboradores (vide lista de referências) e o de Nakayama e Xu (1983). Uma análise pormenorizada das distintas correlações pode ser encontrada em Zoghbi (2000). Para efeito comparativo com resultados experimentais obtidos, no presente artigo serão consideradas apenas as correlações de Wang et al (1999-a) e Wang et al (1999-b), para superfícies ventiladas, e as de Nakayama e Xu (1983), Wang et al (1999-c), Du e Wang (2000) e Wang, Lee e Sheu (2001), para superfícies recortadas. Tais correlações podem ser encontradas na Tab. (2), ao passo que as características geométricas e operacionais a partir das quais as mesmas foram desenvolvidas estão na Tab. (1). As correlações da Tab. (2) foram selecionadas para efeito comparativo por terem sido levantadas a partir de serpentinas com as mesmas características construtivas daquelas cujos resultados experimentais foram utilizados no presente artigo. Na Tab. (2) deve-se notar, ainda, que: (1) somente foram consideradas as correlações de Nakayama e Xu (1983), Du e Wang (2000) e de Wang et al (2001) para o coeficiente de atrito, uma vez que as propostas pelos outros autores estavam afetadas por erros tipográficos, cuja correção só foi possível após a redação do presente trabalho; (2) a correlação para o fator de Colburn proposta por Nakayama e Xu (1983) não incorpora o coeficiente de transferência de calor, como é de praxe, mas a resistência externa total, com o que, perde-se a referência para comparação, razão pela qual não foi incluída.

Tabela 1. Características de aplicação das correlações de referência.

Autores	Wang et al (1999-a)	Wang et al (1999-b)	Nakayama e Xu (1983)	Wang et al (1999-c)	Du e Wang (2000)	Wang et al (2001)
Trocadores Testados	49 (V)	10 (V)	6 (R)	12 (R)	50 (R)	56 (R)
Janelas ou Recortes (mm)	$0,79 \leq H_j \leq 1,4$ $1,7 \leq P_j \leq 3,75$	$H_j = 1,07$ $P_j = 2 \text{ e } 2,35$	$H_r = 1$ $P_r = 2$	$H_r = 1$ $P_r = 2,2$	$1 \leq H_r \leq 2 \text{ e } 1 \leq P_r \leq 2,2$	
N_f	1, 2 e 4	1 e 2	2 e 6	1, 2, 4 e 6	1, 2, 3, 4 e 6	
D_e ou D_c(mm)	$6,93 \leq D_c \leq 10,42$	9,53	$8,4 \leq D_c \leq 16,30$	10,30	$7,52 \leq D_c \leq 16,30$	
P_a (mm)	$1,2 \leq P_a \leq 2,5$	$1,2 \leq P_a \leq 2,5$	$1,7 \leq P_a \leq 2,5$	$1,21 \leq P_a \leq 2,48$	$1,2 \leq P_a \leq 2,5$	
E_l (mm)	$12,7 \leq E_l \leq 22$	19 e 22	$15 \leq E_l \leq 33$	22	$12,7 \leq E_l \leq 33$	
E_t (mm)	$17,7 \leq E_t \leq 25,4$	25,4	$25 \leq E_t \leq 38$	25,4	$20 \leq E_t \leq 38$	
Faixa de Número de Reynolds	$100 \leq Re_{DC} \leq 10000$	$400 \leq Re_{DC} \leq 3000$	$300 \leq Re_{Dh} \leq 4000$	$200 \leq Re_{DC} \leq 7000$	$200 \leq Re_{DC} \leq 7000$	

*Sendo (V) e (R), referentes respectivamente às superfícies ventiladas e recortadas.

Tabela 2. Correlações de referência para o presente artigo.

<p>Nakayama e Xu (1983): $f = f_p \cdot (1 + F_f) = f_p \cdot (1 + 0,0105 \cdot \text{Re}_{Dh}^{0,575})$, onde $f_p = 0,729 \cdot \text{Re}_{Dh}^{-0,6} \cdot L^{-0,6} \cdot M^{-0,927} \cdot B^{0,515}$</p>	<p>Wang et al (2001): Para $N_f \geq 2$ e $\text{Re}_{Dc} < 700$: $j = 0,9047 \cdot \text{Re}_{Dc}^{j_1} \cdot C^{j_2} \cdot B^{j_3} \cdot F^{-0,0305} \cdot N_f^{0,0782}$ Para $N=1,2$ ou $N > 2$ e Re_{Dc}: $j = 1,0691 \cdot \text{Re}_{Dc}^{j_4} \cdot C^{j_5} \cdot F^{j_6} \cdot N_f^{j_7}$ $j_1 = -0,2555 - (0,0312 / C) - 0,0487 \cdot N_f$ $j_2 = 0,9703 - 0,0455 \cdot I - 0,4986 \cdot (\ln(B))^2$ $j_3 = 0,2405 - 0,003 \cdot \text{Re}_{Dc} + 5,5349 \cdot C$ $j_4 = -0,535 + 0,017 \cdot B - 0,0107 \cdot N_f$ $j_5 = 0,4115 + 5,5756 \cdot H \cdot G + 24,2028 \cdot H$ $j_6 = 0,2646 + 1,0491 \cdot F \cdot J - 0,216 \cdot F^3$ $j_7 = 0,3749 + 0,0046 \cdot I \cdot \ln(\text{Re}_{Dc}) - 0,0433 \cdot I$</p>
<p>Wang et al (1999-c): $j = 1,6409 \cdot \text{Re}_{Dc}^{j_1} \cdot A^{1,16} \cdot B^{1,37} \cdot C^{j_2} \cdot N_f^{j_3}$ $j_1 = -0,674 + 0,1315 \cdot D - 0,3769 \cdot B - 1,8875 \cdot E$ $j_2 = -0,0178 + 0,996 \cdot D + 26,7 \cdot E$ $j_3 = 1,865 + 1244,03 \cdot (C / \text{Re}_{Dc}) - (14,37 / \ln(\text{Re}_{Dc}))$</p>	
<p>Du e Wang (2000): $j = 5,98 \text{Re}_{Dc}^{j_1} \cdot C^{j_2} \cdot N_f^{j_3} \cdot A^{j_4} \cdot B^{0,804}$ $j_1 = -0,647 + 0,198 \cdot D - 0,458 \cdot C + 2,52 \cdot E$ $j_2 = 0,116 + 1,125 \cdot D + 47,6 \cdot E$ $j_3 = 0,49 + 175 \cdot (C / \text{Re}_{Dc}) - [3,08 / \ln(\text{Re}_{Dc})]$ $j_4 = -0,63 + 0,086 \cdot S_n$</p>	<p>$f = 0,1851 \text{Re}_{Dc}^{f_1} \cdot C^{f_2} \cdot N_f^{-0,046} \cdot A^{f_3}$ $f_1 = -1,485 + 0,656 \cdot C + 0,855 \cdot B$ $f_2 = -1,04 - (125 / \text{Re}_{Dc})$ $f_3 = -0,83 + 0,117 \cdot S_n$</p>
<p>Wang et al(1999-a): Para $\text{Re}_{Dc} < 1000$: $j = 14,3117 \cdot \text{Re}_{Dc}^{j_1} \cdot C^{j_2} \cdot M^{j_3} \cdot N^{j_4} \cdot B^{1,724}$ $j_1 = -0,991 - 0,1055 \cdot B^{-3,1} \cdot \ln(M)$ $j_2 = -0,7344 + 2,1059 \cdot [N_f^{0,55} / (\ln(\text{Re}_{Dc}) - 3,2)]$ $j_3 = 0,08485 \cdot B^{4,4} \cdot N_f^{-0,68}$ $j_4 = -0,1741 \cdot \ln(N_f)$ Para $\text{Re}_{Dc} \geq 1000$: $j = 1,1373 \cdot \text{Re}_{Dc}^{j_5} \cdot N^{j_6} \cdot M^{j_7} \cdot B^{-j_8} \cdot N_f^{0,3545}$ $j_5 = -0,6027 + 0,02593 \cdot K^{0,52} \cdot N_f^{-0,5} \cdot \ln(M)$ $j_6 = -0,4776 + 0,40774 \cdot [N_f^{0,7} / (\ln(\text{Re}_{Dc}) - 4,4)]$ $j_7 = -0,58655 \cdot O^{2,3} \cdot B^{1,6} \cdot N_f^{-0,65}$ $j_8 = 0,0814 \cdot (\ln(\text{Re}_{Dc}) - 3)$</p>	<p>Para $N_f=1$: $f = 0,00317 \cdot \text{Re}_{Dc}^{f_1} \cdot N^{f_2} \cdot P^{f_3} \cdot M^{f_4} \cdot [\ln(A_e / A_p)]^{-6,0483}$ $f_1 = 0,1691 - 4,4118 \cdot N^{-0,3} \cdot M^{-2} \cdot \ln(B) \cdot N^3$ $f_2 = -2,6642 - 14,3809 / \ln(\text{Re}_{Dc})$ $f_3 = -0,6816 \cdot \ln(N)$ $f_4 = 6,4668 \cdot N^{1,7} \cdot \ln(A_e / A_p)$ Para $N_f > 1$: $f = 0,06393 \cdot \text{Re}_{Dc}^{f_5} \cdot C^{f_6} \cdot P^{f_7} \cdot M^{f_8} \cdot N_f^{f_9} \cdot [\ln(\text{Re}_{Dc}) - 4]^{-1,093}$ $f_5 = 0,1395 - 0,0101 \cdot N^{0,58} \cdot M^{-2} \cdot \ln(A_e / A_p) \cdot B^{-1,9}$ $f_6 = -6,4367 / \ln(\text{Re}_{Dc})$ $f_7 = 0,07191 \cdot \ln(\text{Re}_{Dc})$ $f_8 = -2,0585 \cdot N^{1,67} \cdot \ln(\text{Re}_{Dc})$ $f_9 = -0,1036 \cdot \ln(B)$</p>
<p>Wang et al (1999-b): $j = 2,044 \cdot \text{Re}_{Dc}^{j_1} \cdot B^{1,597} \cdot C^{0,0468} \cdot N_f^{-1,247}$, onde: $j_1 = 0,09353 - 0,679 \cdot N_f^{-0,25} \cdot B^{0,3}$</p>	
<p>Grupos Adimensionais de Parâmetros Geométricos $A = (S_s / H_r)$, $B = (E_t / E_l)$, $C = (P_a / D_c)$, $D = N_f / \ln(\text{Re}_{Dc})$, $E = (N_f / \text{Re}_{Dc})$, $F = (S_s / H_r)$, $G = \ln(N_f / \text{Re}_{Dc})$, $H = \sqrt{N_f / \text{Re}_{Dc}}$, $I = \sqrt{\text{Re}_{Dc}}$, $J = \ln(S_s / H_r)$, $K = (E_l / D_h)$, $L = (E_a / P_a)$, $M = (H_j / P_j)$, $N = (P_a / E_l)$, $O = (P_a / D_h)$, $P = (D_h / D_c)$ $D_h = \left[\frac{4(E_t - D_c)(P_a + E_a)E_l}{2 \left(Et \cdot El - \frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) + (E_a + P_a)} \right]$</p>	

Os parâmetros geométricos incluídos nas Tabs. (1) e (2) são os seguintes: P_a , passo de aletas, E_a , espessura da aleta, E_t e E_l , espaçamento transversal e longitudinal (no sentido do escoamento do ar) entre os tubos, D_h , diâmetro hidráulico, D_e , diâmetro externo dos tubos, D_c , diâmetro do colarinho, N_t e N_f , número de tubos no sentido transversal e

ao longo do escoamento de ar (fileiras), H_j e H_r , altura da janela e dos recortes, S_s , largura dos recortes, e , finalmente, P_j e P_r , largura da janela e dos recortes.

3. Efeito dos parâmetros construtivos no desempenho termo-hidráulico.

Um dos aspectos mais importantes no projeto de serpentinas é aquele que diz respeito ao efeito sobre seu desempenho dos distintos parâmetros construtivos, que, em geral, estão associados à sua geometria. Dentre estes devem ser citados o número de fileiras em profundidade, a densidade (ou espaçamento) de aletas, o diâmetro dos tubos e seu espaçamento e a circuitação do fluido que escoar pelo interior dos tubos. No caso das aletas dotadas de dispositivos (ou superfícies) intensificadores, a aqueles parâmetros devem ser acrescentadas as características da superfície das aletas. É interessante notar que o efeito dos parâmetros construtivos foi investigado com certa profundidade nas serpentinas com aletas de superfície lisa, razão pela qual as pesquisas envolvendo aquele tipo de serpentina serão referenciadas com maior frequência.

3.1. Efeitos associados à geometria da serpentina.

Cada parâmetro geométrico tem sua parcela de contribuição na intensificação da transferência de calor e perda de carga, que se manifesta de maneira isolada ou em conjunto com os demais efeitos da geometria no desempenho termo hidráulico da serpentina, desta forma destacam-se os seguintes efeitos:

- **Número de Fileiras:** Como regra geral, pode-se afirmar com base nos trabalhos de Rich (1975) e Wang e colaboradores, que o coeficiente de transferência de calor (ou fator de Colburn) diminui com o número de fileiras em profundidade. O coeficiente de transferência de calor deixa de ser afetado quando o número de fileiras é suficientemente elevado ($N_f \geq 6$). O referido efeito é semelhante àquele observado em bancos de tubos lisos, embora os mecanismos intervenientes sejam algo bem distintos. Quanto a este efeito, Saboya e Sparrow (1974, 1976-a) observaram que, na primeira fileira, o principal mecanismo responsável pela transferência de calor é o desenvolvimento da camada limite ao longo da superfície das aletas, de forma semelhante aos efeitos de entrada dos canais. Nas fileiras subsequentes, as esteiras de vórtices e a interação destes com a superfície das aletas tende a dominar o mecanismo de transferência sendo responsáveis pela redução no coeficiente de transferência de calor. É evidente que tais efeitos são sensíveis à velocidade de face do ar ou número de Reynolds reduzidos, que tendem a amenizar o efeito das fileiras em profundidade, tendo como resultado a uniformização do coeficiente de transferência de calor. Rich (1975) obteve resultados similares àqueles sugeridos por Saboya e Sparrow. Wang e colaboradores, Wang et al (1996) e Wang et al (2000), também chegaram aos resultados observados pelos outros pesquisadores, tendo constatado uma significativa interação entre os efeitos do número de fileiras e o passo das aletas. Assim, tais pesquisadores observaram que o efeito do número de fileiras é mais pronunciado para densidades de aletas elevadas, especialmente para números de Reynolds relativamente reduzidos (ordem de 1000). Já o coeficiente de atrito não se altera com a adição de fileiras, não merecendo maiores comentários.

- **Passo de Aletas:** A análise de trabalhos como os de Rich (1973), permite afirmar que, para velocidades de face e passo de aletas reduzidos o fator de Colburn e o coeficiente de atrito aparente não são significativamente afetados pelo passo de aletas. Estudos posteriores, como os de Wang e colaboradores, obtiveram resultados similares aos de Rich para velocidades do ar reduzidas, $Re_{Dc} < 1000$ (Re baseado no diâmetro do colarinho), onde o coeficiente de atrito apresentou uma dependência maior com o passo de aletas. Entretanto, para velocidades mais elevadas, $Re_{Dc} > 1000$, j e f não são afetados, fato atribuído pelos autores ao prolongamento da região de vórtices que se forma a jusante dos tubos que suprime o efeito de intensificação do passo de aletas no desempenho termo hidráulico da serpentina. No entanto este efeito de supressão diminui para passos bastante reduzidos. Wang e Chi (2000) observaram que, para $Re_{Dc} > 5000$, interação dos efeitos do passo das aletas e do número de fileiras observado no item anterior se inverte no caso do coeficiente de atrito, onde o mesmo diminui com a redução do passo de aletas.

- **Diâmetro dos Tubos:** Saboya e Sparrow (1974) observaram que os tubos geram esteiras de vórtices em ferradura, caracterizados por elevados coeficientes de transferência de calor. No entanto, a região central das esteiras caracteriza-se por apresentar coeficientes de transferência de calor reduzidos. Na superposição destes efeitos, a redução do diâmetro dos tubos tende a reduzir as dimensões desta região de coeficientes de transferência de calor reduzidos, reduzindo o fator j -Colburn médio da serpentina. A redução do diâmetro dos tubos também reduz o coeficiente de atrito. Xiao et al (1992) e Wang e Chi (2000) confirmaram este comportamento e também avaliaram a interação entre efeito do diâmetro do tubo com a adição de fileiras de tubos e o passo das aletas, observando que para velocidades de face do ar, passo de aletas e número de fileiras reduzidos os efeitos do diâmetro do tubo no desempenho da serpentina intensificam-se. Porém, para trocadores com uma fileira, a transferência de calor aumenta para tubos de diâmetros mais elevados, pois as esteiras de vórtices são mais prolongadas devido à ausência de nova fileira que interrompa a sua formação. Wang e Chi observaram que, no caso de trocadores com quatro fileiras, para velocidade do ar e passos de aletas reduzidos, o comportamento da transferência de calor inverte-se: diâmetros maiores de tubos resultam em coeficientes de transferência de calor superiores.

- **Disposição dos Tubos:** A disposição dos tubos nas serpentinas seja esta linear (quadrada) ou triangular (quicôncio), bem como o espaçamento longitudinal dos tubos, afetam o comportamento termo hidráulico do lado do ar. Investigações empíricas como as de Kim et al (1997), atestam a superioridade termo hidráulica da configuração em

quicôncio, pois permite a mistura do ar entre as esteiras de vórtices ferraduras e a região delimitada pelas mesmas, minimizando a atuação destas regiões, caracterizadas por apresentar coeficientes locais de transferência de calor reduzidos. Quanto ao efeito do espaçamento entre tubos, Beecher e Fagan (1987), constataram que apenas o espaçamento longitudinal afeta de maneira significativa o desempenho da transferência de calor das serpentinas, indicando que a redução do mesmo diminui a transferência de calor. Wang et al (1999-b) confirmaram estes resultados, tendo, ainda, avaliado o efeito do espaçamento longitudinal na perda de carga das serpentinas e constatando que esta diminui com o espaçamento.

3.2. Efeitos das Superfícies Intensificadoras:

A intensificação do coeficiente de transferência de calor externo nas serpentinas têm sido obtida através das denominadas superfícies intensificadoras de troca de calor, aletas capazes de promover valores do coeficiente de transferência de calor da ordem de 50 a 150 % maiores que os obtidos em superfícies lisas (Webb, 1994). A indústria de refrigeração, automotiva e de processos tem trabalhado intensivamente de modo a incorporar tais aletas em seus trocadores de calor. Entre os trabalhos pioneiros nas investigações destas superfícies, destaca-se o trabalho de Kays e London (1984), por apresentar um número significativo de resultados empíricos envolvendo superfícies de uso comercial.

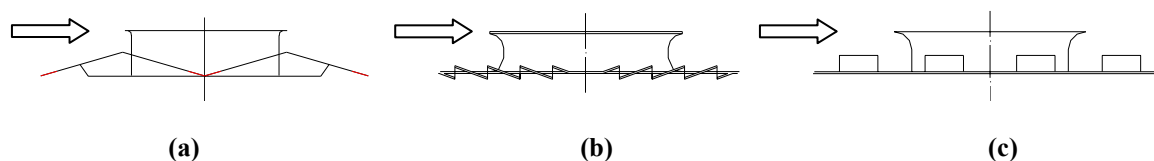


Figura 2. Detalhe das superfícies intensificadoras: a) Aleta Corrugada (Zoghbi, 2000), b) Aleta Ventilada (Du e Wang, 2000) e c) Aleta Recortada (Du e Wang, 2000).

Uma das inúmeras técnicas utilizadas pelas superfícies intensificadoras envolve o uso de ondulações, constituindo as denominadas aletas corrugadas, Fig. (2.3.a), que desviam periodicamente o escoamento externo, propiciando coeficientes de transferência de calor mais elevados. Outra técnica é o uso de superfícies interrompidas e recortadas, que proporcionam coeficientes de transferência de calor elevados, pois garantem que a espessura da camada limite permaneça reduzida devido ao seu desenvolvimento e destruição periódicos, conseqüência direta das características da geometria dotada de barreiras, como ilustrado nas Figs. (2.3.b) e (2.3.c).

- **Superfícies Corrugadas:** A presença das corrugações nas aletas introduz uma configuração complexa de escoamento que intensifica a transferência de calor e aumenta a perda de carga nas serpentinas. Num dos trabalhos pioneiros na investigação de superfícies corrugadas, Goldstein e Sparrow (1976) determinaram coeficientes de transferência de calor locais e médios através da técnica de sublimação do naftaleno em escoamentos de ar em canais corrugados. Em seus ensaios observaram que para, valores de Reynolds reduzidos, os coeficientes de transferência eram apenas moderadamente superiores aos coeficientes de superfícies planas. No entanto, para valores de Reynolds superiores, as corrugações proporcionam intensificações até três vezes superiores à transferência de calor observado nas superfícies planas. A distribuição transversal dos coeficientes locais, objetivo do estudo, revelou a presença e a ausência periódica de sua variação indicando a presença de um esteira transversal de vórtices longitudinais superpostos ao escoamento principal. Esses vórtices longitudinais são similares aos vórtices de Goertler (1942) apud White (1991), que se formam na camada limite de superfícies côncavas. Kim et al (1999) observaram, através de ensaios experimentais, que a superfície corrugada sofre mais influência dos parâmetros geométricos no seu desempenho termo hidráulico que a sua equivalente lisa.

- **Superfícies Ventiladas:** Wang et al (1999-a), Chang et al (1995) e Wang et al (2000) observaram que o uso das superfícies ventiladas intensifica a transferência de calor, porém com elevado aumento de perda de carga. A intensificação é conseqüência da presença das janelas redirecionadoras nas aletas que promovem o periódico desenvolvimento e destruição da camada limite, mantendo a espessura da camada limite reduzida do que resultam coeficientes locais de transferência de calor elevados, acarretando, porém, um coeficiente de atrito relativamente superior ao das superfícies lisas. Segundo Chang et al (1995), esta geometria inibe a formação de vórtices, conseqüência da presença das janelas, que redirecionam o escoamento e permitem a dissipação dos vórtices formados a jusante dos tubos. Conseqüentemente, a transferência de calor e a perda de carga sofrem em menor escala qualquer efeito de parâmetros geométricos que reduz a transferência de calor.

- **Superfícies Recortadas:** Os recortes promovem o desenvolvimento e a destruição sucessiva da camada limite ao longo da superfície das aletas. Apesar da utilização de recortes em aletas não ser uma idéia recente, este tipo de configuração apresenta um número relativamente escasso de trabalhos na literatura. Um dos trabalhos pioneiros na investigação desta configuração foi o de Nakayama e Xu (1983), que avaliaram, de forma semi-empírica, o desempenho termo hidráulico de trocadores com duas ou mais fileiras. Mais recentemente, Wang et al (1999), Yun e Lee (2000) e Du e Wang (2000) avaliaram experimentalmente o desempenho termo hidráulico de serpentinas com aletas recortadas, avaliando efeitos, tais como, passo das aletas e número de fileiras simultaneamente com as intensificações promovidas

pelos recortes, tendo verificado que, para passo de aletas, velocidade de face do ar e número de fileiras reduzidos, os efeitos de intensificação tornam-se mais pronunciados.

A análise da bibliografia permitiu a elaboração da Tab. (3), que apresenta um sumário da influência da geometria dos trocadores na transferência de calor e na perda de carga.

Tabela 3. Distintos efeitos da geometria no desempenho termo-hidráulico de serpentinas.

Efeito		$Re_{Dc} < 1000$		$Re_{Dc} > 1000$		
		j	f	j	f	
Passo de Aletas ($P/N_f=1$ efeito mais pronunciado)		Diminui com P_a	Diminui com P_a	Desprezível	Desprezível	
Número de Fileiras (Para P_a reduzido efeito é mais pronunciado)		Diminui com N_f	Desprezível	Desprezível	Desprezível	
Diâmetro do Tubo	$N_f=1$	Aumenta com D_c	Aumenta com D_c	Aumenta com D_c	Aumenta com D_c	
	$N_f \geq 2$	P_a reduzido*	Aumenta com D_c	Aumenta com D_c	Diminui com D_c	Aumenta com D_c
		P_a elevado	Diminui com D_c	Aumenta com D_c	Diminui com D_c	Aumenta com D_c
Espaçamento Longitudinal entre Tubos		Aumenta com E_l	Diminui com E_l	Aumenta com E_l	Diminui com E_l	
Corrugação (Para P_d elevado e P_o , P_a e N_f reduzido o efeito é mais pronunciado)**		Média Intensificação	Média Intensificação	Alta Intensificação	Alta Intensificação	
Janelas		Média Intensificação	Média Intensificação	Média Intensificação	Alta Intensificação	
Recortes (Para P_a e N_f reduzidos o efeito é mais pronunciado)		Média Intensificação	Média Intensificação	Baixa Intensificação	Baixa Intensificação	

* Para $N_f=4$, o comportamento de j se inverte;

** P_o é passo longitudinal da ondulação ou corrugação e P_d é o passo do declive da ondulação ou corrugação.

4. Análise comparativa de resultados de correlações com experimentais

Para efeito desta análise, foram consideradas duas serpentinas ensaiadas em bancada experimental cujas características construtivas podem ser encontradas na Tabela 4. Uma fotografia das aletas dessas serpentinas pode ser vista nas Fig. (3.a) e (3.c), nas quais se nota que a serpentina designada por C1 é constituída de aletas do tipo ventilada (“louver”), ao passo que as da C2 são do tipo aqui denominado de recortada (“slit”). Nas Fig. (3.b) e (3.d) foram incluídas vistas dos dois tipos de aleta.

Tabela 4. Características geométrico/construtivas das unidades ensaiadas.

Geometria	Tipo de Aleta*	D_a (al/m)/ (al/pol)**	E_t (mm)	E_l (mm)	D_t (mm)	N_t	N_f	E_a (mm)**	H_j (mm)	P_j (mm)	H_r (mm)	P_r (mm)
C1	V	608/ 15,5	25,4	22	9,9	13	2	0,1	1	3,8	-	-
C2	R	831/ 21	25,4	22	9,9	13	2	0,1	-	-	1	1,5

*V: Ventilada e R: Recortada.

** D_a , densidade de aletas.

Como observado, os ensaios foram realizados em bancada experimental constituída de dois circuitos básicos: o de ar e o de água. Em ambos circuitos são lidas temperaturas de entrada e saída dos fluidos (a água escoou pelo interior), ao passo que somente a vazão de água é lida por intermédio de um medidor de vazão do tipo efeito Coriolis. A vazão de ar é obtida por procedimento calorimétrico (balanço de energia). Uma descrição mais detalhada da bancada pode ser encontrada em Zoghbi (2000). Na obtenção do coeficiente de transferência de calor externo e, portanto, do fator de Colburn, os resultados experimentais foram tratados de forma semelhante àquela adotada pelos autores no levantamento das respectivas correlações da literatura, como indicado na Tab. (5). As incertezas associadas ao cálculo de j e f estão indicadas na Tab. (6), Zoghbi (2000).

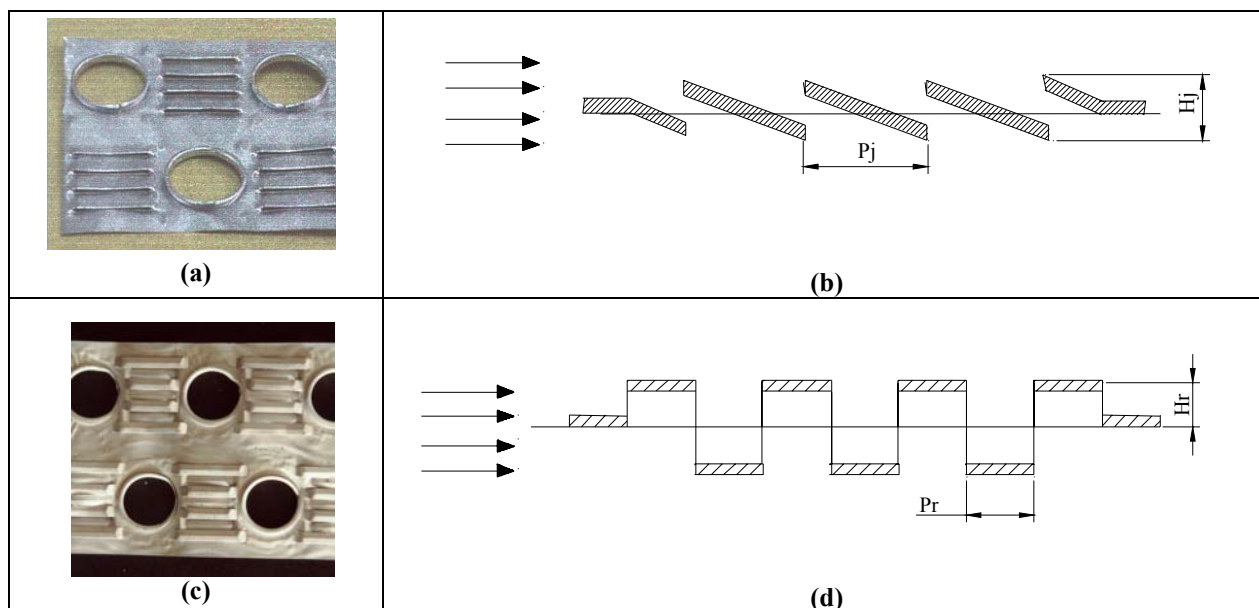


Figura 3. (a) Detalhe fotográfico da aleta ventilada da unidade C1; (b) vistas da aleta da unidade C1; (c) Detalhe fotográfico da aleta recortada da unidade C2; (d) vistas da aleta da unidade C2.

Tabela 5. Tratamento dos resultados experimentais adotados pelos distintos autores das correlações propostas para efeito comparativo.

Autor	Aletas Ventiladas	Aletas Recortadas	
	Wang et al (1999-a), Wang et al (1999-b) e	Nakayama e Xu (1983)	Wang et all (1999-c), Wang et all (2001) e Du e Wang (2000)
Taxa de Transferência de Calor do Trocador	Média de ambos os fluidos	Não calculada	Média de ambos os fluidos
Método de Redução de Dados	ϵ -NUT (ESDU)	Análítica para j (Aleta subdividida em regiões)	ϵ -NUT (ESDU)
Arranjo de Escoamento Adotado	Escoamento cruzado.	Escoamento cruzado.	Escoamento cruzado.
Transferência de Calor no interior dos Tubos	Correlação de Gnielinski (1976)	Não calculada	Correlação de Gnielinski (1976)
Eficiência de Aleta	Schmidt (1949)	Incluída na R_{ext}^*	Schmidt (1949)
Resistência de Contato	Incluída em h_0	Não calculada	Incluída em h_0
Efeitos de Entrada e Saída	Implícito	Implícito	Implícito
Apresentação dos Resultados	j vs Re_{Dc} , f vs Re_{Dc}	R_{ext} vs Re_{Dh} , f vs Re_{Dh}	j vs Re_{Dc} , f vs Re_{Dc}
Faixa de Dados Experimentais	$300 < Re_{Dc} < 8000$	$300 < Re_{Dh} < 4000$	$300 < Re_{Dc} < 8000$

* R_{ext} : Resistência externa à transferência de calor.

Tabela 6. Incertezas na avaliação experimental do fator de Colburn, j , e do coeficiente de atrito, f , associadas às unidades C1 e C2.

	Unidade C1 Incerteza [%]	Unidade C2 Incerteza [%]
j	6,2 a 16,2	5,6 a 16,1
f	20,2 a 20,5	20,1 a 20,8

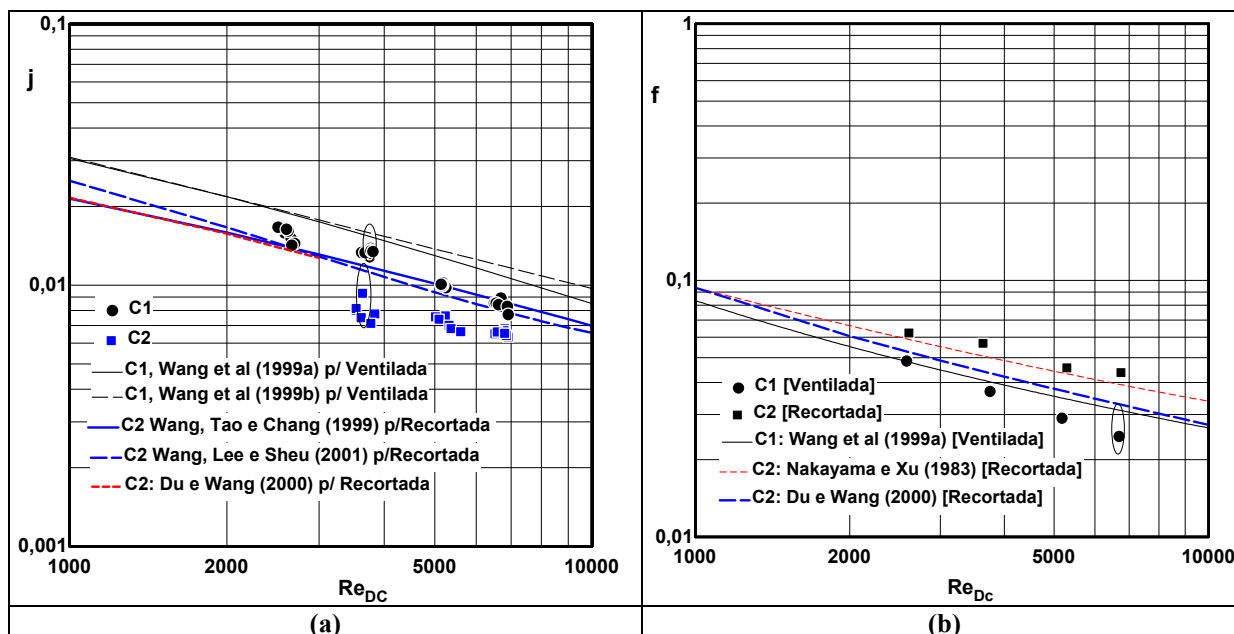


Figura 4. Gráfico dos Resultados de Transferência de Calor, fator j -Colburn, e Perda de Carga, fator f aparente, em função do número de Reynolds baseado no diâmetro do colarinho.

Tabela 7. Desvios médios absolutos dos resultados das correlações relativamente aos experimentais.

	Desvios/aletas ventiladas [%]		Desvios/aletas recortadas [%]			
	Wang et al (1999-a)	Wang et al (1999-b)	Nakayama e Xu(1983)	Wang et al (1999)	Wang et al (2000)	Wang et al (2001)
J	19,41 a 24,58	21 a 32,91	-	28,14 a 37,69	22,64 a 27,7	20,6 a 26,39
F	12,2 a 45 %	-	5 a 11%	-	15,85 a 25,05	-

As Figs. (4.a) e (4.b) apresentam uma comparação gráfica dos resultados experimentais com aqueles proporcionados pelas distintas correlações em termos de j vs. Re_{Dc} e f vs. Re_{Dc} respectivamente. Os desvios médios absolutos dos resultados das distintas correlações relativamente aos experimentais estão apresentados de forma sumária na Tab. (7). Uma análise cuidadosa dos resultados permite extrair a seguintes conclusões:

- (1) As aletas ventiladas apresentam valores mais elevados de j que as recortadas, o que implica num melhor desempenho térmico.
- (2) Considerando que as correlações propostas pelos autores estão afetadas de uma incerteza de aproximadamente 25% e que as incertezas associadas ao fator de Colburn experimental podem atingir a ordem de 16,0%, as correlações de Wang et al (1999-a) Wang et al (1999-b) parecem apresentar resultados razoáveis tanto na comparação com os experimentais quanto entre si. Deve se levar em consideração que a geometria das aletas, embora próxima pode apresentar pequenas diferenças capazes de afetar o valor de j . Qualitativamente as correlações parecem representar adequadamente os resultados experimentais.
- (3) No caso das aletas recortadas, unidade C2, os resultados proporcionados pelas correlações parecem ser qualitativamente adequados. Sob o ponto de vista quantitativo, a correlação de Wang et al (2001) parece proporcionar melhores resultados que as outras duas. A exemplo do comentário do item anterior, deve-se levar em consideração que as aletas consideradas com referência para o levantamento das correlações, embora se caracterizem por dimensões semelhantes do recorte relativamente àquelas utilizadas nos ensaios, podem apresentar certas diferenças sutis que acabam por afetar o desempenho térmico. Tais diferenças podem estar associadas ao posicionamento do recorte. Assim, enquanto o recorte aparecia alternadamente de um e outro lado das aletas ensaiadas, naquelas consideradas como referência para o desenvolvimento das correlações se apresentava do mesmo lado.
- (4) De um modo geral, o valor de j experimental se apresentou inferior àquele resultante das correlações.
- (5) Relativamente ao coeficiente de atrito, percebe-se claramente que as aletas ventiladas se caracterizam por valores inferiores, o que, hidraulicamente, constitui um fator positivo. As correlações para o coeficiente de atrito tendem a correlacionar melhor os resultados experimentais que as correspondentes para o fator de Colburn. Para as aletas ventiladas, a correlação de Wang et al (1999-a) apresenta bons resultados para números de Reynolds relativamente reduzidos, observando-se maiores desvios em relação aos resultados experimentais para Re_{Dc} mais elevados. No caso das aletas recortadas, a expressão proposta por Nakayama e Xu (1983) correlaciona de forma excelente os resultados experimentais, afastando-se daquela proposta por Wang et al (2000) à medida que o número de

Reynolds se eleva, que também considerava como referência para o desenvolvimento das correlações a aleta que apresentava recortes do mesmo lado.

- (6) Com base nos resultados apresentados no presente artigo, as aletas ventiladas apresentam melhor desempenho termo-hidráulico que as recortadas, uma vez que, não só se caracteriza por um coeficiente de transferência de calor do lado do ar, associado ao fator de Colburn, mas apresentam um coeficiente de atrito inferior. Assim, as aletas ventiladas se caracterizam por um aumento maior de j e menor de f em relação aos valores correspondentes das aletas lisas, o que lhes confere um fator de intensificação, $(j/j_l)/(f/f_l)$, muito superior ao das aletas recortadas. O índice “1” designa a aleta lisa.

5. Conclusões

A análise sumária da literatura levada a efeito no presente artigo permitiu extrair algumas conclusões relativas aos efeitos dos distintos parâmetros geométrico/construtivos sobre o desempenho termo-hidráulico do lado externo de serpentinas tubo/aleta contínua. Por outro lado, verificou-se que, correlações generalizadas envolvendo o fator de Colburn e o coeficiente de atrito para serpentinas dotadas de aletas com superfícies intensificadoras, embora sejam satisfatórias sob o ponto de vista qualitativo, não correlacionam de forma adequada resultados experimentais, especialmente aqueles relativos à transferência de calor.

6. Agradecimentos

Os autores agradecem à FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo) pelo apoio financeiro, mediante concessão de bolsa de Doutorado ao primeiro autor e reserva de projeto, concedida para o desenvolvimento do Aparato Experimental.

7. Referências

- Beecher, D. T. and Fagan, T. J., 1987,. “Effects of Fin Pattern on the Air-Side Heat Transfer Coefficient in Plate Finned-Tube Heat Exchangers”, ASHRAE Transactions, Vol. 93, Part 2., pp. 1961-1984.
- Chang, W.R., Wang, C.C., Tsi, W. C., Shyu, R. J., 1995, “Air Side Performance of Louver Fin Heat Exchanger”, 4th ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference, vol.4, pp.3467-3472.
- Du, Y. J., Wang, C. C., 2000, “An Experimental Study of the Airside Performance of the Super Slit Fin-and-tube heat exchangers”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.43, pp. 4475-4482.
- ESDU 86018, 1991, “Engineering Science Data Unit 86018 with Amendment A”, ESDU International plc, p.571.
- Goertler, H., 1942, “Berechnung von Aufgaben der Freien Turbulenz auf Grund Eines Neuen Näherungsansatzes”, Z. Angew. Math. Mech, Vol. 35, pp.362-363.
- Goldstein, L. J., Sparrow, E. M., 1976, “Experiments on the Transfer Characteristics of a Corrugated Fin and Tube Heat Exchangers Corrugated Fin and Tube Heat Exchanger Configuration”, Journal of Heat Transfer, vol.98, p.26-34.
- Gray, D. L. and Webb, R. L., 1986,. “Heat Transfer and Correlations for Plate fin-and –Tube Heat Exchangers Having Plain Fins”, Proceedings of the 9th International Heat Transfer Conference, San Francisco.
- Kays, W. M., London, A. L., 1984, Compact Heat Exchangers, 3rd ed., McGraw-Hill, New York.
- Kim, N. H., Youn, B., Webb, R. L., 1999, “Air-Side Heat Transfer and Friction Correlations for Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers With Staggered Tube Arrangements”, ASME journal of heat transfer, vol.121, p.662-667.
- Kim, N. H., Yun, J. H., Webb, R. L., 1997, “Heat Transfer and Friction Correlations for Wavy Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers”, ASME Journal of Heat Transfer, vol.119, p.560-567.
- McQuiston, F. C., 1978, “Correlation for Heat, Mass and Momentum Transport Coefficients for Plate Fin-and-Tube Heat Transfer Surfaces with Staggered Tube”, ASHRAE Transactions, vol.84, Part 1, p. 290-308.
- Nakayama, W., and Xu, L.P., 1983, “Enhanced Fins for Air-Cooled Heat Exchangers – heat transfer and friction correlations”, Proceeding of the 1st ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference, Vol.1, pp.495-502.
- Rich, D. G., 1973, “The Effect of Fin Spacing on the Heat Transfer and Friction Performance of Multi Row Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers”, ASHRAE Transactions, vol.79, Part 2, p.137-145.

- Rich, D. G., 1975, “The Effect of the Number of Tube Rows on Transfer Performance of Smooth Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers”, ASHRAE Transactions, vol.81, Part 1, p.307-319.
- Saboya, F. E. M., Sparrow, E. M., 1974, “Local and Average Transfer Coefficients for One-Row Plate Fin and Tube Heat Exchanger Configurations”, Journal Heat Transfer, p.265-272.
- Saboya, F. E. M., Sparrow, E. M., 1976, “Experiments on the Heat Transfer Characteristics of a Corrugated Fin and Tube Heat Exchanger Configuration”, Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME, February, pp.26-47.
- Saboya, F. E. M., Sparrow, E. M., 1976a, “Transfer Characteristics of Two-Row Plate Fin and Tube Heat Exchangers Configurations”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.19, pp. 41-49.
- Schmidt, T. E., 1949, Heat Transfer Calculations for Extended Surfaces, Refrigerating Eng., April, 351-357.
- Seshimo, Y., Fujii, M. (1991) Experimental Study of the Performance of Plate Fin and Tube Heat Exchangers at Low Reynolds Number, Proceeding of 3rd ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference 4.
- Wang et al, 1996, “Sensible Heat and Friction Characteristics of Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers Having Plane Fins”, International Journal of Refrigeration, vol.19, n.4, p-223-230.
- Wang, C. C. et.al., 1999-a, “Heat Transfer and Friction Correlation for Compact Louvered Fin-and-Tube Heat Exchangers”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.42, p.1945-1956.
- Wang, C. C. et.al., 1999-b, “Some Aspects of Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers: With and Without Louvers”, ASHRAE Transactions, vol. 96, p.445-449.
- Wang, C. C., 2000, “Sensible Heat and Friction Characteristics of Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers Having Plane Fins”, Enhanced Heat Transfer, vol.6, n.4, p-357-368.
- Wang, C. C., Chi, K. Y., 2000, “Heat Transfer and Friction Characteristics of Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers, Part I: New Experimental Data”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.43, p.2681-2691.
- Wang, C. C., Fu, W. L., Chang, C. T., 1997, “Heat Transfer and Friction Characteristics of Typical Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers”, Experimental Thermal and Fluid Science, vol.14, p.174-186.
- Wang, C.C. and Lee, W.S., Sheu, W.J., 2001, “A Comparative Study of Compact Enhanced Fin-and-Tube Heat Exchangers”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.44, pp. 3565-3573.
- Wang, C.C., 1999, “Investigation of Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers: a Contribution to Data Bank, Experimental Heat Transfer”, vol.12, p.73-89.
- Wang, C.C., Chi, K.Y., Chang, J.Y., 2000, Heat Transfer and Friction Characteristics of Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers, Part II: Correlation, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.43, p.2693-2700.
- Wang, C.C., Lin, Y.T. and Lee, C. J., 2000-a, “Heat and Momentum Transfer for Compact Louvered Fin-and-Tube Heat Exchangers in Wet Conditions”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.43, p.3443-3452.
- Wang, C.C., Tao, W. H. Chang, C. J., 1999-c, “An Investigation of the Air Side Performance of the Slit Fin-and-Tube Heat Exchangers”, International Journal of Refrigeration, vol.22, p.595-603.
- Webb, R. L., 1990, “Air Side Heat Transfer and Friction Characteristics of Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers having Plane Fins”
- Webb, R. L., 1994, “Principles of Enhanced Heat Transfer”, New York, John Wiley & Sons, Inc.
- White, F. M., 1991, “Viscous Fluid Flow”, New York, McGraw-Hill.
- Xiao, Q., Cheng, B., Tao, W.Q., 1992, “Experimental Study on Effect of Interwall Tube cylinder on Heat/Mass Transfer Characteristics of Corrugated Plate Fin-and-Tube Exchanger Configuration”, Transactions of the ASME, Vol. 114, pp.755-758.
- Yun, J. Y., Lee, K. S., 1999, “Investigation of Heat Transfer Characteristics on Various Kinds of Fin-and-Tube Heat Exchangers With Interrupted Surfaces, International Journal of Heat and Mass Transfer”, vol.42, p.2375-2385.

Zoghbi, J. R. B. (2000), Avaliação Teórico Experimental de Serpentinhas Resfriadas a Ar, Exame de Qualificação para o programa de Mestrado, Área de Engenharia Mecânica, EESC/USP, Nov., 2000.

HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP OF PLATE FIN-AND-TUBE HEAT EXCHANGERS: STATE OF THE ART

João Roberto Bastos Zoghbi Filho

University of São Paulo, Refrigeration Laboratory, Mechanical Engineering, CEP13560-970, São Carlos, São Paulo State, Brazil.
jrzoghbi@sc.usp.br

José Maria Saiz Jabardo

University of São Paulo, Refrigeration Laboratory, Mechanical Engineering, CEP13560-970, São Carlos, São Paulo State, Brazil.
mjabardo@sc.usp.br

Abstract: *The present paper reports results from an extensive literature survey involving compact heat exchangers for refrigeration applications. Special attention has been paid to the air side thermal-hydraulic performance. Effects of the main geometric parameters have been investigated, specially those related to tube diameter, number of rows and spacing, fin spacing, and fin surface characteristics. Several correlations for the Colburn and friction factors for heat transfer enhancement fin surfaces are discussed, and their results compared with experimental ones obtained by the authors as part of a comprehensive study of this type of heat exchanger.*

Keywords: coils, refrigeration, compact heat exchangers, correlations.